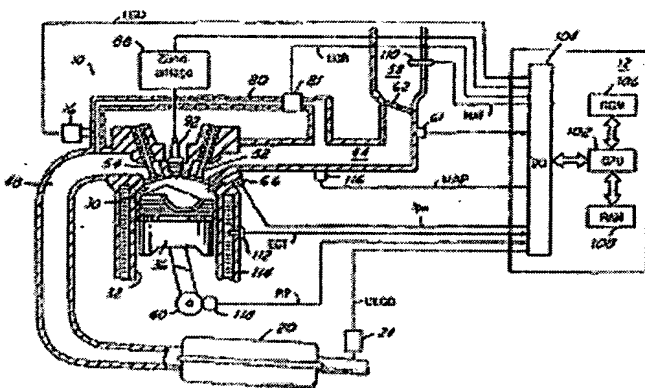


# Control system for engine with lean NOx trap that is periodically purged, use engine torque, feedgas emissions and exhaust gas temperature models, based on engine operating parameters

**Patent number:** DE10135954  
**Publication date:** 2002-03-07  
**Inventor:** KOLMANOVSKY ILYA VLADIMIR [US]; COOK JEFFREY ARTHUR [US]; SUN JING [US]  
**Applicant:** FORD GLOBAL TECH INC [US]  
**Classification:**  
 - international: F02D41/00; F02D43/04; F01N11/00  
 - european: F02D35/00D6; F02D41/30C  
**Application number:** DE20011035954 20010724  
**Priority number(s):** US20000564334 20000814

## Abstract of DE10135954

Control system for a vehicle with direct injection stratified charge (DISC) engine coupled to a lean NOx trap that is periodically purged, uses (i) an engine torque model; (ii) a feedgas emissions model; and (iii) an exhaust gas temperature model, which process engine operating parameters. Modeling a DISC engine to develop engine operating parameters involves receiving inputs as fueling rate (Wf) and spark-timing value (delta), to generate an indicated engine torque defined by the following model:  $T_i = (a_t + b_t(\delta - \delta_{MBT})(POWER2))W_f$ , where (delta - delta MBT) is the spark timing deviation from a desired setting, and at and bt are coefficients, where  $a_t(N, rc) = f_{0at} + f_{1at}N + f_{2at}/N + f_{3at}rc$ , and  $b_t(N, rcFr) = f_{0bt} + f_{1bt}rc + f_{2bt}Fr + f_{3bt}N + f_{4bt}/N + f_{5bt}FrN$  where N is the engine speed, rc is the ratio of air charge to fuel and Ec is the ratio of burned gas to air charge defined by the following equations:  $rc = (1 + (r - rs)E/100.(1 + r))r$ , and  $Fr = (1 + rs)/(1 + r) \times E/100$ , where r is the measured exhaust air/fuel ratio, and E is the EGR percentage, and at and bt depend on engine combustion mode, and torque is used to generate engine operating setpoints. An Independent claim is included for a control system for a vehicle with direct injection stratified charge (DISC) engine coupled to a lean NOx trap that is periodically purged, using (i) an engine torque model represents the torque characteristics of the engine, and processes engine operating parameters to output an expected engine torque value; (ii) a feedgas emissions model represents the engine emissions output, and processes engine operating parameters to output HC, CO and NO values; and (iii) an exhaust gas temperature model represents the exhaust gas temperature of the engine, and processes engine operating parameters to



output an exhaust gas temperature.

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**  
10 **DE 101 35 954 A 1**

51 Int. Cl.7:  
**F 02 D 41/00**  
F 02 D 43/04  
F 01 N 11/00

21 Aktenzeichen: 101 35 954.3  
22 Anmeldetag: 24. 7. 2001  
43 Offenlegungstag: 7. 3. 2002

DE 101 35 954 A 1

- 30 Unionspriorität:  
09/564,334 14. 08. 2000 US
- 71 Anmelder:  
Ford Global Technologies, Inc., Dearborn, Mich.,  
US
- 7A Vertreter:  
Bonsmann & Bonsmann Patentanwälte, 41063  
Mönchengladbach

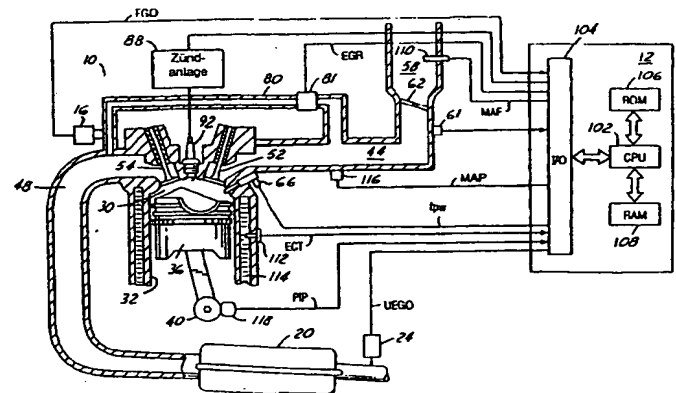
- 72 Erfinder:  
Kolmanovsky, Ilya Vladimir, Ypsilanti, Mich., US;  
Cook, Jeffrey Arthur, Dearborn, Mich., US; Sun,  
Jing, Bloomfield Township, Mich., US

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- 54 Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung eines Schichtlademotors mit Direkteinspritzung

- 57 Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur modellbasierten Ermittlung von Betriebsparametern sowie zur Steuerung eines Verbrennungsmotors (10) mit Schichtladebetrieb und Direkteinspritzung (DISC-Motor), welcher eine periodisch zu reinigende Magerbetrieb-NO<sub>x</sub>-Falle (20) aufweist. Im Rahmen des Verfahrens werden aus einer Vielzahl von Betriebsparametern des Motors als Eingangsgrößen Werte für das Drehmoment des Motors, die Feedgas-Emissionen und die Abgastemperatur erzeugt. Jeder dieser Ausgangswerte wird jeweils auf der Basis eines Hybridmodells für DISC-Motoren ermittelt, welches ein Modell für das Motordrehmoment, ein Feedgas-Emissions-Modell und ein Abgastemperaturmodell beinhaltet. Das Feedgas-Emissions-Modell und das Abgastemperaturmodell beinhalten wiederum Untermodelle zur Erzeugung von Ausgangswerten, abhängig davon, ob der Motor (10) im Schichtlademodus oder im homogenen Modus betrieben wird.



DE 101 35 954 A 1

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Motorparametermodell sowie die Steuerung eines Motors. Insbesondere betrifft die Erfindung ein Verfahren zur modellbasierten Ermittlung von Betriebsparametern für einen Motor mit Schichtladebetrieb und Direkteinspritzung (DISC-Motor, DISC = direct injection stratified charge) sowie eine entsprechende Steuerungsanordnung.

[0002] Mit der DISC-Benzinmotortechnik kann die Kraftstoffeffizienz durch Einsatz der Schichtverbrennung verbessert werden, bei der eine Verbrennung mit Ladungsschichtung in der Brennkammer erfolgt, wodurch die Magerverbrennungsgrenze (lean burn limit) deutlich ausdehnt werden kann und Pumpverluste im Motor reduziert werden. Verglichen mit einem herkömmlichen Benzinmotor mit Einlasskanaleinspritzung (port fuel injection = PFI) ist ein DISC-Motor bezüglich seines Aufbaus und seiner Arbeitsweise wesentlich komplexer. Ähnlich einem PFI-Motor weist ein DISC-Motor ein Ansaugrohr, Verbrennungskammern sowie eine Abgasanlage auf. Die Gestaltung und Konfiguration eines DISC-Motors weist jedoch in einigen wichtigen Aspekten Unterschiede gegenüber einem PFI-Motor auf. Zum einen ist die Anordnung der Einspritzvorrichtungen unterschiedlich, d. h. in einem DISC-Motor wird der Kraftstoff direkt in den Zylinder eingespritzt – im Gegensatz zu einer Einlassöffnung bei einem PFI-Motor. Weiterhin ist die Kraftstoff-Zuführeinrichtung unterschiedlich ausgebildet. Ein wichtiger Gesichtspunkt bei der DISC-Technologie ist eine Hochdruck-Kraftstoff-zuführeinrichtung, die bei einem Druck betrieben wird, der 10- bis 15-fach höher als der einer PFI-Kraftstoff-Zuführeinrichtung ist. Die Konfiguration der Verbrennungskammer von DISC-Motoren beinhaltet ferner nicht abgeflachte Kolben- deckel, die derart gestaltete Vertiefungen aufweisen, dass eine Ladungsschichtung sichergestellt wird. Bei der Abgasbe- handlungsanordnung eines DISC-Motors ist üblicherweise eine Kombination zwischen einem Dreiwegekatalysator und einer Magerbetrieb- $\text{NO}_x$ -Falle (lean  $\text{NO}_x$  trap = LNT) erforderlich, um die Abgasnormen zu erfüllen.

[0003] Durch die besondere Gestaltung des Kolbens, durch die Hochdruck-Kraftstoffzuführeinrichtung und durch eine genaue Einstellung des Einspritzzeitpunktes im Bezug zu anderen Motorbetriebsereignissen kann ein DISC-Motor in zwei unterschiedlichen Betriebsarten betrieben werden. Wenn im Verlauf des Ansaugtaktes früh eingespritzt wird, so verbleibt genug Zeit zum Mischen von Luft und Kraftstoff, um eine homogene Ladung bis zum Zeitpunkt des Zündvor- ganges herzustellen. Wird dagegen erst spät im Verlauf des Verdichtungstaktes eingespritzt, führt die besondere Gestal- tung der Verbrennungskammer und die Kolbenbewegung zur Bildung eines Schichtladungsgemisches. Das Gemisch ist in diesem Fall überall sehr mager, bis auf einen Bereich um die Zündkerze herum, wo das Gemisch angereichert bzw. fett ist. In einem typischen DISC-Motor kann ein geeignet positioniertes Verwirbelungs-Reguliertventil bzw. eine Drall- klappe (swirl control valve) dazu beitragen, in dem einen Modus die Ladungsschichtung zu beschleunigen bzw. zu ver- bessern und in dem anderen Modus eine gute Durchmischung sicherzustellen.

[0004] Die Charakteristika dieser beiden Modi bezüglich Drehmoment und Emission sind so verschieden, dass unter- schiedliche Vorgehensweisen erforderlich sind, um die Motorleistung in diesen unterschiedlichen Betriebsarten zu opti- mieren. Darüber hinaus sind zusätzlich zu den Standardvariablen der Motorsteuerung – wie Drosselung, Kraftstoffzu- fuhrate, Zündungseinstellung und Abgasrückführung (exhaust gas recirculation = EGR) – zusätzliche Eingangsgrößen wie der Einspritzzeitpunkt, der Druck im Kraftstoffverteiler und die Einstellung der Drallklappe zu berücksichtigen. Wie andere Motoren mit Magerverbrennungstechnik benötigen DISC-Motoren ferner spezielle Abgasbehandlungseinrich- tungen, um die Emissionsbestimmungen erfüllen zu können. Eine Magerbetrieb- $\text{NO}_x$ -Falle (lean  $\text{NO}_x$  trap = LNT), die üblicherweise für die  $\text{NO}_x$ -Reduktion bei Magerverbrennungsmotoren eingesetzt wird, hat beispielsweise ein nur schma- les Temperaturfenster und erfordert eine strenge Kontrolle des Luft/Kraftstoffverhältnisses. Die  $\text{NO}_x$ -Falle muss weiter- hin periodisch gereinigt bzw. regeneriert werden, um die Abscheidungskapazität wiederherzustellen und die Effizienz der  $\text{NO}_x$ -Falle aufrechtzuerhalten. Bei einem im Schichtmodus betriebenen DISC-Motor ist es üblicherweise erforder- lich, dass die LNT durch einen Betrieb bei geringer Stöchiometrie für 2 bis 3 Sekunden in Intervallen von ca. 50 Sekun- den regeneriert wird. Während dieser Regeneration ist es wichtig, sowohl das Drehmoment des Motors als auch die Ar- beitstemperatur des LNT zu regeln, um die Fahreigenschaften und die Effizienz der Anlage zu erhalten.

[0005] Die erhöhte Komplexität der Anlage in Verbindung mit strengeren Anforderungen an die Kraftstoffökonomie und Emissionen machen den DISC-Motor zu einer regelintensiven Technologie, bei der es besonders von der Steuerung abhängt, ob die erwarteten Vorteile erzielt werden. Durch die Vielzahl der Steuereingangsgrößen und Leistungskennzah- len – wie Kraftstoffverbrauch, Emissions- und anderen Messwerten des Fahrbetriebs – hängt die Entwicklung des Steue- rungsablaufes und dessen Optimierung besonders von modellbasierten Ansätzen und computergestützten Werkzeugen zur Steuerungsgestaltung ab. Es besteht daher ein Bedürfnis nach einer Modellstruktur für einen DISC-Motor, welche so- wohl die homogene Betriebsweise als auch den Schichtladebetrieb umfasst.

[0006] Zusätzlich muss die Steuerungsanlage des Motors den vorstehend beschriebenen Reinigungszyklus der LNT reg-eln, ohne merkliche Störungen des Drehmoments des Fahrzeugs zu verursachen.

[0007] Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht daher darin, ein verbessertes Verfahren zur Modellierung und Steuerung eines Verbrennungsmotors mit Schichtladebetrieb und Direkteinspritzung bereitzustellen.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch ein Verfahren zur Modellierung und Steuerung eines DISC-Motors gelöst, welcher mit einer Magerbetrieb- $\text{NO}_x$ -Falle gekoppelt ist, die periodisch gereinigt bzw. regeneriert wird. Das Ver- fahren weist die folgenden Schritte auf: Abfrage einer Vielzahl von Betriebsparametern des Motors als Eingangsgrößen und Erzeugung der jeweils indizierten bzw. angezeigten Werte für das Drehmoment des Motors, die Feedgas-Emissionen (feedgas emission) und die Abgastemperatur. Jeder dieser Ausgangswerte wird mittels eines Hybridmodells für DISC- Motoren erzeugt, welches Modelle für das Motordrehmoment, ein Feedgas-Emissions-Modell und ein Abgastemperatur- modell aufweist. Das Feedgas-Emissions-Modell und das Abgastemperaturmodell beinhalten wiederum Untermodelle zur Erzeugung von Ausgangswerten als Funktion entweder des Schichtladebetriebs oder der homogenen Betriebsweise des Motors.

[0009] Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen beispielhaft näher erläutert. Es zeigen:

[0010] Fig. 1 ein Blockdiagramm einer DISC-Motoranlage, bei der die vorliegende Erfindung in vorteilhafter Weise eingesetzt werden kann; und

[0011] Fig. 2 ein Blockdiagramm eines DISC-Motormodells gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

[0012] In Fig. 1 ist ein Blockdiagramm einer DISG-Motoranlage dargestellt. Die DISC-Motoranlage beinhaltet den Motor 10 mit einer Vielzahl von Zylindern, von denen in Fig. 1 lediglich ein Zylinder dargestellt ist. Der Motor 10 wird durch die elektronische Motorsteuerung 12 eingestellt. Die Motorsteuerung 12 steuert die Einstellung und Qualität des Luft/Kraftstoffgemisches, die Zündung, die Abgasrückführung (EGR) usw. als Funktion der Ausgangswerte der Sensoren, beispielsweise der Ausgangswerte eines Abgassauerstoffsensors 16 oder eines Abgassauerstoffproportionsensors 24. Der Motor 10 weist ferner gemäß Fig. 1 eine Verbrennungskammer 30 und Zylinderwände 32 auf, innerhalb derer ein Kolben 36 angeordnet ist, welcher mit einer Kurbelwelle 40 verbunden ist. Die Verbrennungskammer 30 ist mit einem Ansaugrohr 44 und einem Auslasskrümmer 48 jeweils über das Einlass- bzw. Ansaugventil 52 und das Auslass- bzw. Abgasventil 54 verbunden. Das Ansaugrohr 44 steht über eine Drosselklappe 62 mit einem Drosselgehäuse 58 in Verbindung. Die Drosselklappe 62 wird vorzugsweise elektronisch durch einen Antriebsmotor 61 eingestellt. Die Verbrennungskammer 30 steht weiterhin mit einer Hochdruck-Kraftstoffeinspritzvorrichtung 66 zur Lieferung von Kraftstoff abhängig von der Pulsdauer des Signals FPW aus der Steuerung 12 in Verbindung. Der Kraftstoff wird durch eine Kraftstoffanlage (nicht dargestellt) an die Einspritzvorrichtung 66 abgegeben. Die Kraftstoffanlage umfasst einen Kraftstofftank, eine Kraftstoffpumpe und eine Hochdruck-Kraftstoffleitung.

[0013] Eine Zündanlage 88 erzeugt in Abhängigkeit von der Steuerung 12 einen Zündfunken in der Verbrennungskammer 30 mittels einer Zündkerze 92.

[0014] Wie in Fig. 1 dargestellt, ist die Steuerung 12 als konventioneller Mikrocomputer ausgebildet, welcher aus einer Mikroprozessoreinheit 102, Eingangs-/Ausgangs-Ports (input/output ports) 104, ROM (Read-Only-Memory) 106, RAM (Random-Access-Memory) 108 sowie einem herkömmlichen Datenbus besteht. Zusätzlich zu den bereits diskutierten Signalen erhält die Steuerung 12 verschiedene Signale von mit dem Motor 10 verbundenen Sensoren. Hierbei handelt es sich um Messungen des Einlassluftmassenstroms (mass airflow = MAF) mittels eines mit dem Drosselgehäuse 58 gekoppelten Luftmassenstromsensors 110, der Motorkühlmitteltemperatur (engine coolant temperature = ECT) mittels eines mit dem Kühlrohr 114 gekoppelten Temperatursensors 112, des Einlassdrucks (manifold pressure MAP) durch einen mit dem Ansaugrohr 44 gekoppelten Rohrsensor 116 und eines Zündprofilsignals (profile ignition pickup signal = PIP) von einem Hall-Effekt-Sensor 118, der mit der Kurbelwelle 40 gekoppelt ist.

[0015] Die DISC-Motoranlage gemäß Fig. 1 weist weiterhin eine Leitung 80 auf, durch die der Auslasskrümmer 48 mit dem Ansaugrohr 44 zwecks Abgasrückführung (exhaust gas recirculation = EGR) verbindbar ist. Die Abgasrückführung wird durch ein EGR-Ventil 81 in Abhängigkeit von einem EGR-Signal der Steuerung 12 geregelt.

[0016] Die DISC-Motoranlage gemäß Fig. 1 weist weiterhin eine Abgasnachbehandlungsanlage 20 auf, welche einen Dreiwegkatalysator (three-way catalyst = TWC) und eine Magerbetrieb-NO<sub>x</sub>-Falle (lean NO<sub>x</sub> trap = LNT) beinhaltet.

[0017] Fig. 2 zeigt ein Blockdiagramm eines Modells für DISC-Motoren gemäß der vorliegenden Erfindung. Das Modell gemäß Fig. 2 weist u. a. folgende Blöcke auf: Block 200 betreffend ein elektronisches Drosselmodell, Block 202 betreffend ein Ansaugrohrmodell, Block 204 betreffend die Pumpendynamik des Motors, Block 206 betreffend die EGR-Anlage, Block 208 betreffend die Luftlaufzeit (air path delay), Block 210 betreffend die Kraftstoffweg-Dynamik (fuel path dynamics) sowie Block 212 betreffend ein Modell für die Motorträgheit und Rotationsdynamik. Das Hybridmodell für DISC-Motoren gemäß Fig. 2 weist weiterhin ein Modell für die Drehmomenterzeugung 214 auf, durch welches das jeweils indizierte bzw. angezeigte Drehmoment, ein Bremsmoment, ein Pumpverlust sowie ein Reibungsmoment der mechanischen Reibung basierend auf den Betriebsbedingungen des Motors vorhergesagt werden. Das Hybridmodell für DISC-Motoren weist weiterhin ein Modell für die Feedgas-Emissionen 216 auf, durch welches die Flussraten der HC-, CO- und NO<sub>x</sub> Emissionen vorhergesagt werden.

[0018] Aufgrund der unterschiedlichen Betriebscharakteristiken für Schichtladebetrieb und homogenen DISC-Motorbetrieb werden getrennte Funktionen verwendet, um das Motorverhalten in diesen verschiedenen Betriebszuständen darzustellen. Dieses Merkmal erfüllt das in Fig. 2 gezeigte Hybridmodell bzw. gemischte Modell in dem Sinne, dass die meisten Bestandteile durch zwei kontinuierlich variable Untermodelle sowie einen unstetigen Schaltmechanismus charakterisiert werden. Dabei wählt der Schaltmechanismus eines der beiden Untermodelle entsprechend der Einspritzzeitstellung bzw. des Einspritzzeitpunktes aus. Ausnahmen sind das elektronische Drosselmodell 200 und das Ansaugrohrmodell 202, bei denen ein einziges Modell beide Betriebszustände abdeckt, da das Verhalten dieser Bestandteile nicht durch die Einspritzzeitstellung beeinflusst wird. Die genaue Darstellung dieser Untermodelle durch Funktionen wird nachfolgend beschrieben.

[0019] Das Ansaugrohr-Modell 202 beruht zunächst auf dem Gesetz für ideale Gase unter der Annahme isothermer Bedingungen im Ansaugrohr:

$$\frac{dP_i}{dt} = K_i (W_a + W_{egr} - W_{cyl}) \quad (1)$$

wobei  $K_i$  von dem Volumen des Ansaugrohrs und der Temperatur abhängt,  $W_a$  und  $W_{egr}$  jeweils die Massenstromraten durch das Drosselgehäuse und das EGR-Ventil darstellen, und  $W_{cyl}$  der Mittelwert der in die Zylinder innerhalb eines Motorzyklus einströmenden Ladung ist. Die Flüsse durch das Drosselgehäuse 200 und das EGR-Ventil 206 werden durch eine Standard-Öffnungsgleichung (standard orifice equation) dargestellt:

$$W_a = \frac{A_{th} P_i}{\sqrt{T_{amb}}} \phi \left( \frac{P_i}{P_{amb}} \right), \quad W_{egr} = \frac{A_{egr} P_e}{\sqrt{T_e}} \phi \left( \frac{P_i}{P_e} \right) \quad (2)$$

wobei  $A_{th}$  und  $A_{egr}$  jeweils die effektiven Flussflächen für den Drosselkörper und das EGR-Ventil,  $P_i$ ,  $P_e$  und  $P_{amb}$  die Ansaugrohr-, Auslasskrümmer- und Umgebungsdrücke sowie  $T_{amb}$  und  $T_e$  die Umgebungs- und Abgastemperaturen darstellen.

len. Die Funktion  $\phi$  stellt die Effekte des Druckverhältnisses über dem Ventil beim Fluss durch das Ventil dar:

$$\phi(x) = \begin{cases} x^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{y+1} \right)^{\frac{y}{y-1}} & \text{if } x \leq \left( \frac{2}{y+1} \right)^{\frac{y}{y-1}} \\ \frac{1}{x^{\frac{1}{2}}} \left[ \frac{2y}{y-1} \left( 1 - x^{\frac{y-1}{y}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} & \text{if } x > \left( \frac{2}{y+1} \right)^{\frac{y}{y-1}} \end{cases} \quad (3)$$

10 wobei  $y$  das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten ist.

[0020] Grundsätzlich ist die Menge der bei einem Ansaugereignis in einen Zylinder eingelassenen Ladung ( $120$   $W_{cyl}/(nN)$ ), wobei  $n$  die Anzahl der Zylinder ist) proportional zum Druck im Ansaugrohr. Andere Variablen, wie die Motordrehzahl ( $N$ ) und die Ansaugrohrtemperatur ( $T_1$ ), beeinflussen ebenfalls die Pumpleistung und die volumetrische Effizienz. Basierend auf Auswertungen von aufgezeichneten Motorendaten für viele verschiedene Motoren, einschließlich

15 DISC-Motoren, wurde die folgende statische Regressionsgleichung verwendet, um die Pumprate des Motors darzustellen:

$$W_{cyl} = (f_0^1 + f_1^1 N + f_2^1 T_1 + f_3^1 P + f_4^1 N P + f_5^1 T_1 P) N \quad (4)$$

20 wobei  $f_i^1$ ,  $i = 0, \dots, 5$  Koeffizienten sind, welche durch Regression der Testdaten mittels der Methode der kleinsten Quadrate oder anderer Kurvenfittungstechniken ermittelt werden. Die Ansaugrohrtemperatur hängt von dem Luftmassenfluss und der Abgasrückführung (EGR) wie folgt ab:

$$T_1 = f_0^2 + f_1^2 E + f_2^2 W_a + f_3^2 E^2 + f_4^2 E W_a f_5^2 W_a^2 \quad (5)$$

25 wobei  $E$  der Massen-Prozentanteil der Abgasrückführung ist.

[0021] Die volumetrische Effizienz des Motors kann dann wie folgt berechnet werden:

$$30 \quad \eta_v = \frac{120 W_{cyl}}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (6)$$

wobei  $\rho_{a,i}$  entweder die Luftdichte in der Umgebung oder im Ansaugrohr und  $V_d$  das Verdrängungsvolumen des Motors ist.

35 [0022] Der Unterschied in der volumetrischen Effizienz zwischen homogenem und Schichtladebetrieb resultiert aus der Tatsache, dass der Motor in unterschiedlichen Ladedruck-Betriebszuständen arbeitet. Der Betrieb mit Ladungsschichtung führt zu einem höheren Ladedruck und somit zu höherer Pumpeffizienz. Ansonsten ist die funktionale Abhängigkeit der volumetrischen Effizienz von den Eingangsgrößen  $P$  und  $N$  für die unterschiedliche Modi ähnlich.

[0023] Im folgenden werden die Modelle für die Rotationsdynamik und Drehmomenterzeugung des Motors beschrieben, welche in Fig. 2 durch den Trägheitsblock 212 und den Block für das Drehmoment des Motors 214 angedeutet sind.

40 [0024] Bei gegebenem mittleren Massenträgheitsmoment des Motors  $J_e$ , welches die Kurbelwelle und das Schwungrad einschließt, folgt die Rotationsdynamik des Motors der folgenden Gleichung:

$$\frac{\pi}{30} J_e N = T_b - T_l \quad (7)$$

45 wobei  $T_b$  und  $T_l$  jeweils das Brems- und Lademoment des Motors darstellen. Das Bremsmoment des Motors,  $T_b$ , ist das Nettodrehmoment, welches an der Kurbelwelle verfügbar ist, um den Rest des Antriebsstranges anzutreiben. Das Bremsmoment kann in drei Terme zerlegt werden:

$$50 \quad T_b = T_i - T_{mf} - T_p \quad (8)$$

wobei  $T_i$  das angezeigte bzw. indizierte Drehmoment, d. h. eine Messung des gesamten durch die Verbrennung des Kraftstoffes auf den Kolben wirkenden Drehmomentes,  $T_{mf}$  das Reibungsmoment zur Überwindung des Widerstands aufgrund der sich bewegenden Teile sowie  $T_p$  das Drehmoment darstellt, welches die Pumparbeit während der Ansaug- und

55 Ausstoßakte leistet.

[0025] Der Pumpverlust 204 des Motors steht in Beziehung zum durchschnittlichen effektiven Pumpdruck (pumping mean effective pressure = pmep):

$$60 \quad T_p = \frac{V_d \times pmep}{2\pi} \quad (9)$$

[0026] Im allgemeinen wird pmep aus einem pV-Diagramm berechnet und ist eine Funktion sowohl der Motordrehzahl als auch der Drücke im Ansaugrohr und im Auslasskrümmer. In einfacher Form lassen sich pmep und die mechanische Reibung wie folgt darstellen:

$$65 \quad pmep = f_0^p + f_1^p P + f_2^p N + f_3^p P N + f_4^p N^2 \quad (10)$$

$$T_{mf} = f_0^m + f_1^m P + f_2^m N + f_3^m P N + f_4^m N^2 \quad (11)$$

[0027] Leistungsprüfstand-Testdaten von  $p_{mep}$  und  $T_{mf}$  in Abhängigkeit vom Druck im Ansaugrohr haben ergeben, dass bei ansteigendem  $P_1$  die Pumparbeit  $p_{mep}$  reduziert wird. Der Betrieb im Schichtlademodus führt grundsätzlich zu einem höheren Druck im Ansaugrohr. Dieser Betrieb bei höherem  $P_1$  ist verantwortlich für die Reduzierung von  $p_{mep}$  und bewirkt mehr als die Hälfte der Verbesserung der Kraftstoffökonomie bei DISC-Motoren im Vergleich zu einem PFI-Motor.

[0028] Das Modell für das Drehmoment des Motors 214 kann wie folgt dargestellt werden:

$$T_i = (a_i + b_i(\delta - \delta_{MBT})^2) W_f \quad (12)$$

wobei  $W_f$  die Rate der Kraftstoffzuführung (in g/s) ist,  $(\delta - \delta_{MBT})$  die Abweichung der Zündungseinstellung von ihrer optimalen Einstellung beschreibt, und  $a_i, b_i$  die Koeffizienten für das Drehmomentmodell sind, welches nachfolgend näher erläutert wird.

[0029] Bei vorgegebenen Betriebsbedingungen existiert eine optimale Zündungseinstellung ( $\delta_{MBT}$ ), welche das maximale Bremsmoment (maximum brake torque = MBT) und somit die beste Kraftstoffökonomie ergibt. Die Einstellung von Bremsmoment und Zündung (MBT spark timing) hängt von Betriebsvariablen des Motors, wie beispielsweise der Motordrehzahl, der Last bzw. Belastung, dem Luft/Kraftstoffverhältnis, der Abgasrückführung EGR und der Einspritzeneinstellung ab.  $\delta_{MBT}$  wird in der Drehmomentgleichung dazu benutzt, die Einflüsse der Zündungseinstellung auf das Drehmoment des Motors zu normalisieren. Das Modell für  $\delta_{MBT}$  ergibt sich entweder aus einer Kurvenanpassung der  $\delta_{MBT}$ -Zündungseinstellungsdaten in Termen von  $N, P_1, r, E$  oder aus einer Regression des Drehmoments des Motors als Funktion von  $N, P_1, r, E, \delta$  und anschließender analytischer Suche nach der Zündungseinstellung, die dem maximalen Drehmoment entspricht (setze  $dT_i/d\delta = 0$  und löse nach  $\delta$  auf). Die Koeffizienten in der Drehmomentgleichung  $a_i, b_i$  hängen ebenfalls von den Betriebsvariablen des Motors ab. Sie werden durch die folgenden Funktionen dargestellt:

$$a_i(N, r_c) = f_0^a + f_1^a N + \frac{f_2^a}{N} + f_3^a r_c \quad (13)$$

$$b_i(N, r_c, F_r) = f_0^b + f_1^b r_c + f_2^b F_r + f_3^b N + \frac{f_4^b}{N} + f_5^b F_r N \quad (14)$$

wobei  $r_c, F_r$  das äquivalente Luft/Kraftstoffverhältnis im Zylinder ist, wobei der überschüssige Sauerstoff im rückgeführten Abgas während des Magerbetriebs mit eingerechnet ist, und wobei  $F_r$  den verbrannten Gasanteil darstellt. Die Terme  $r_c$  und  $F_r$  sind jeweils definiert als die Verhältnisse der Luftladung zum Kraftstoff bzw. des verbrannten Gases zur Luftladung. Im stationären Zustand werden diese Terme aus dem gemessenen Verhältnis von Abgasluft zu Kraftstoff ( $r$ ) und dem EGR-Prozentsatz ( $E$ ) wie folgt berechnet:

$$r_c = \left(1 + \frac{r - r_s}{1 + r} \frac{E}{100}\right) r, \quad F_r = \frac{1 + r_s}{1 + r} (E/100) \quad (15)$$

mit  $r_s$  als stöchiometrisches Luft/Kraftstoffverhältnis.

[0030] Die Koeffizienten in den Gleichungen (13) und (14) sind von der Zündungseinstellung abhängig. Minimal werden zwei Sätze von Parametern verwendet, um jeweils den homogenen und den Schichtladungsbetrieb darzustellen. Gemäß dem Drehmomentmodell des Motors (12)–(14) kann die Strategie zur Drehmomentsteuerung durch Umstellung der Gleichungen entwickelt werden. Dabei ist zu beachten, dass  $r_c = W_{acyl}/W_f$  ist, wobei  $W_{acyl}$  die gesamte Luftladung innerhalb des Zylinders ist. Das Drehmoment des Motors kann wie folgt ausgedrückt werden:

$$T_i = a_0 W_{acyl} + a_1(N) W_f + (b_0 W_{acyl}) + b_1(N_1 F_r) W_f (\delta - \delta_{MBT})^2 \quad (16)$$

mit:

$$a_0 = f_3^a$$

$$a_1(N) = f_0^a + f_1^a N + \frac{f_2^a}{N}$$

$$b_0 = f_1^b$$

$$b_1(N, F_r) = f_0^b + f_2^b F_r + f_3^b N + \frac{f_4^b}{N} + f_5^b F_r N$$

[0031] Die benötigte Kraftstoffzufuhr ( $W_f$ ) und die Zündungseinstellung ( $\delta$ ) können zu jedem Zeitpunkt aus der Gleichung (16) ermittelt werden, um das geforderte Drehmoment zu erhalten, vorausgesetzt, dass die geschätzte Luftladung  $W_{acyl}$  und der verbrannte Gasanteil  $F_r$  in Übereinstimmung mit den Ausgangswerten der Modelle aktualisiert werden.

[0032] Das Modell für die HC-, CO- und NO<sub>x</sub>-Feedgas-Emissionserzeugung 216 ist für DISC-Motoren kompliziert, weil die Verbrennung während des Schichtladebetriebes innerhalb des Zylinders mit räumlich unterschiedlich verteilten Luft/Kraftstoffverhältnissen erfolgt. Grundsätzlich sind die Emissionseigenschaften eines DISC-Motors weniger stabil und können durch viele Faktoren beeinflusst werden, welche normalerweise in einem typischen phänomenologischen

Modell nicht berücksichtigt werden. Derartige Faktoren sind beispielsweise die Ladungsbewegung, der Zylinder, die Kraftstoffdurchdringung, der augenblickliche Druck innerhalb des Zylinders u. a.

[0033] Aufgrund der grundsätzlichen Probleme bei der Vorhersage der Emissionen von Verbrennungsmotoren und insbesondere der geringen Reproduzierbarkeit der Schichtladungsverbrennung bei DISC-Motoren konzentriert sich das Emissionsmodell der vorliegenden Erfindung auf die Abschätzung eines qualitativen Trends, um die Änderung des Emissionsverhaltens als Reaktion auf die Änderungen der Eingangsgrößen vorherzusagen. Folgende Funktionen werden herangezogen, um die Leistungsprüfstandsdaten zu regressieren:

$$W_{hc} = \begin{cases} (a_{hch} + b_{hch}(\delta - \delta_{MBT})) W_f & \text{homogeneous} \\ (a_{hcs} + b_{hcs}(\delta - \delta_{MBT})) (W_f + W_a) & \text{stratified} \end{cases} \quad (17)$$

$$W_{nox} = (a_{nox} + b_{nox}(\delta - \delta_{MBT})) W_f \quad (18)$$

wobei  $W_f$  die Rate der Kraftstoffzuführung ist (homogenous = homogen, stratified = Ladungsschichtung). Die Buchstaben  $a$  und  $b$  im Emissionsmodell hängen von ( $P$ ,  $N$ ,  $r_c$ ,  $F_f$ ) ab. Im vorliegenden Modell wird ein einfaches Polynom verwendet, um die Abhängigkeit zu erfassen.

[0034] Die CO-Emissionen im homogenen Betrieb gleichen denen eines typischen PFI-Motors und sind primär eine Funktion des Luft/Kraftstoffverhältnisses und des Abgasmassenflusses:

$$W_{co} = f(r_c)(W_a + W_f) \quad (19)$$

[0035] Im Schichtladebetrieb besteht neben der ähnlichen Abhängigkeit der CO-Emissionen von dem Luft/Kraftstoffverhältnis und dem Abgasmassenfluss auch noch ein signifikanter Einfluss durch die Motordrehzahl und die Zündungseinstellung auf die Feedgas-Emissionen. Dies gilt insbesondere, wenn das Verhältnis von Luft zu Kraftstoff relativ angereichert (weniger als 28 : 1), d. h. fett ist. Die HC- und CO-Emissionen sind aufgrund des lokal angereicherten bzw. fetten Gemisches höher als im homogenen Fall. Daher wird die folgende Funktion verwendet, um die CO-Emissionen für den Schichtladebetrieb darzustellen:

$$W_{co} = f(r_c)g(N, \delta)(W_a + W_f) \quad (20)$$

wobei  $r_c$  eingeführt wird, um den Einfluss von  $N$ ,  $\delta$  und CO bei relativ angereicherten bzw. fetten Luft/Kraftstoffgemischen im Schichtladebetrieb einzurechnen.

[0036] Zusätzlich zu den vorgenannten Emissionsmodellen sowohl für den homogenen als auch den Schichtlade-Betriebsmodus wird vorzugsweise auch die Abgastemperatur des Motors im Modell für die Feedgaserzeugung (feed-gas generation model) einbezogen.

[0037] Die Abgastemperatur des Motors ist eine wichtige Variable bei einem DISC-Motor, weil im LNT-Betrieb nur ein schmales Temperaturfenster zur Verfügung steht. Die Temperatur muss während der LNT-Regeneration und während eines Entschwefelungsprozesses möglichst genau überwacht und in engen Grenzen geregelt werden. Im Feedgaserzeugungsmodell 216 wird die statische Abgastemperatur durch zwei polynomische Funktionen mit unterschiedlichen Eingangsgrößen für homogenen und Schichtladebetrieb dargestellt:

$$T_e = \begin{cases} T_s(F_f, N, P_f) & \text{stratified} \\ T_h(\delta, N, T_b) & \text{homogeneous} \end{cases} \quad (21)$$

wobei  $F_f = W_f / (W_f + W_a + W_{egr})$  der Anteil des Kraftstoffes im gesamten Abgas ist (homogenous = homogen, stratified = Ladungsschichtung). Die Funktionen  $T_s$  und  $T_h$  sind dabei Polynome zweiter Ordnung.

[0038] Die Gültigkeit des Modells für DISC-Motoren wurde durch einen Vergleich der durch das Modell vorhergesagten Ausgangswerte mit tatsächlichen Ausgangswerten eines auf einem Leistungsprüfstand befindlichen Produktions-DISC-Motors überprüft. Es wurden zwei Datensätze gesammelt bzw. ermittelt, um die Identifikation der Parameter und die Überprüfung des Modells zu ermöglichen. Der erste Datensatz mit Identifikationsdaten wurde zur Ermittlung der Koeffizienten in den jeweiligen vorstehend aufgeführten Regressionsfunktionen verwendet. Der zweite Datensatz mit Überprüfungsdaten wurde verwendet, um das Modell zu überprüfen und die Eigenschaften der Extrapolationen der Regressionen zu bestätigen. Bei dem Vergleich ergab sich eine enge Korrelation zwischen den durch das Modell vorhergesagten Ausgangswerten und den Leistungsprüfsignalen.

[0039] Wie ersichtlich, wird mit der Erfindung ein neues und verbessertes Modell für DISC-Motoren bereitgestellt, welches die Entwicklung einer Steuerungsstrategie für DISC-Motoren und eine Optimierung der Einrichtungen durch einen modellbasierten Ansatz und eine computergestützte Entwicklung der Steuerungsanlage erlaubt.

#### Patentansprüche

1. Verfahren zur modellbasierten Ermittlung von Betriebsparametern bei einem Motor (10) mit Schichtladebetrieb und Direkteinspritzung (DISC-Motor), **dadurch gekennzeichnet**, dass als Eingangsgrößen die Kraftstoffzufuhrate ( $W_f$ ) des Motors und der Wert der Zündeneinstellung ( $\delta$ ) des Motors abgefragt werden, dass ein angezeigtes bzw. indiziertes Motordrehmoment als Funktion der Kraftstoffzufuhrate und der Zündeneinstellung erzeugt wird, wobei das Motordrehmoment durch das Modell



$$T_i = (a_i + b_i(\delta - \delta_{MBT})^2)W_f$$

definiert wird, in dem  $W_f$  die Kraftstoffzufuhrate,  $\delta - \delta_{MBT}$  die Abweichung der Zündeneinstellung von einer Solleinstellung ist und  $a_i$ ,  $b_i$  Koeffizienten sind, die durch die Gleichungen

$$a_i(N, r_c) = f_0^{a_i} + f_1^{a_i} N + \frac{f_2^{a_i}}{N} + f_3^{a_i} r_c$$

$$b_i(N, r_c, F_r) = f_0^{b_i} + f_1^{b_i} r_c + f_2^{b_i} F_r + f_3^{b_i} N + \frac{f_4^{b_i}}{N} + f_5^{b_i} F_r N$$

definiert werden, in denen  $N$  die Motordrehzahl ist,  $r_c$  das Verhältnis der Luftladung zum Kraftstoff und  $F_r$  das Verhältnis des verbrannten Gases zur Luftladung sind, welche durch die Gleichungen

$$r_c = \left(1 + \frac{r - r_i}{1 + r} \frac{E}{100}\right) r, \quad F_r = \frac{1 + r_i}{1 + r} (E/100)$$

definiert werden, wobei  $r$  das gemessene Luft/Kraftstoffverhältnis im Abgas und  $E$  der Prozentsatz der Abgasrückführung ist, wobei  $a_i$  und  $b_i$  vom Verbrennungsmodus des Motors abhängen, und dass das Motordrehmoment zur Erzeugung von Betriebs-Sollwerten des Motors verwendet wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass Abgas-Emissionswerte für HC, CO und  $NO_x$  als Funktion der Kraftstoffzufuhrate und der Zündeneinstellungswerte erzeugt werden.

3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Abgasemissionswert für HC im Schichtlade-Betriebsmodus des Motors (10) durch die Gleichung

$$W_{hc} = (a_{hcs} + b_{hcs}(\delta - \delta_{MBT}))(W_f + W_a)$$

definiert wird, und der Abgasemissionswert für HC im homogenen Betriebsmodus des Motors durch die Gleichung

$$W_{hc} = (a_{hch} + b_{hch}(\delta - \delta_{MBT}))W_f$$

definiert wird, wobei der Wert der Funktionen  $a$  und  $b$  vom Druck in einem Auslasskrümmer (48), der Motordrehzahl,  $r_c$ ,  $F_r$  und der Einspritzzeiteinstellung abhängt, dass der Abgasemissionswert für  $NO_x$  durch die Gleichung

$$W_{nox} = (a_{nox} + b_{nox}(\delta - \delta_{MBT}))W_f$$

definiert ist, wobei der Wert der Funktionen  $a$  und  $b$  vom Druck im Auslasskrümmer (48), der Motordrehzahl,  $r_c$ ,  $F_r$  und der Einspritzzeiteinstellung abhängt, und dass der Wert der Abgasemission für CO im homogenen Betriebsmodus des Motors durch die Gleichung

$$W_{co} = f(r_c)(W_a + W_i)$$

definiert ist, wobei  $W_a$  die Rate des Abgasluftmassenstroms ist, der Abgasemissionswert für CO im Schichtladebetriebsmodus des Motors durch die Gleichung

$$W_{co} = f(r_c)g(N, \delta)(W_a + W_f)$$

definiert ist, wobei  $N$  die Motordrehzahl ist, und dass diese Abgasemissionswerte zur Erzeugung von Betriebs-Sollwerten des Motors verwendet werden.

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass ein Wert für die Abgastemperatur zur Überwachung des Betriebs einer Magerbetrieb- $NO_x$ -Falle (20) gemäß der Gleichungen

$$T_c = \begin{cases} T_s(F_f, N, P_i) & \text{stratified} \\ T_h(\delta, N, T_b) & \text{homogeneous} \end{cases}$$

erzeugt wird (homogenous = homogen, stratified = Ladungsschichtung), wobei  $\Gamma_f = W_f/(W_f + W_a + W_{egr})$  der Anteil des Kraftstoffes im gesamten Abgas ist und die Funktionen  $T_s$  und  $T_h$  Polynomfunktionen zweiter Ordnung sind.

5. Verfahren zur Steuerung eines DISC-Motors mit einer DISC-Motoranlage (10), die durch eine Antriebsstrang-Steuereinheit (12) geregelt wird, welche als Eingangsgrößen eine Vielzahl von Betriebsparametern des Motors abfragt und eine Vielzahl von Einstellungs-Sollwerten ausgibt, wobei die Antriebsstrang-Steuereinheit einen Mikroprozessor (102) und einen angeschlossenen Speicher (106, 108) aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass die Vielzahl von Betriebsparametern des Motors in ein mathematisches Modell des DISC-Motors eingegeben werden, wobei das mathematische Modell einen indizierten bzw. angezeigten Wert für das Motordrehmoment gemäß der Gleichung

$$T_i = (a_i + b_i(\delta - \delta_{MBT})^2)W_f$$

beinhaltet, wobei  $W_f$  die Kraftstoffzufuhr rate,  $\delta - \delta_{MBT}$  die Abweichung der Zündeneinstellung von der gewünschten Einstellung ist und  $a_i, b_i$  Koeffizienten sind, die durch die Gleichungen

$$a_i(N, r_c) = f_0^{a_i} + f_1^{a_i} N + \frac{f_2^{a_i}}{N} + f_3^{a_i} r_c$$

$$b_i(N, r_c, F_r) = f_0^{b_i} + f_1^{b_i} r_c + f_2^{b_i} F_r + f_3^{b_i} N + \frac{f_4^{b_i}}{N} + f_5^{b_i} F_r N$$

definiert sind, wobei  $N$  die Motordrehzahl,  $r_c$  das Verhältnis der Luftladung zum Kraftstoff und  $F_r$  das Verhältnis des verbrannten Gases zur Luftladung ist, wobei  $r_c$  und  $F_r$  durch die Gleichungen

$$r_c = \left(1 + \frac{r - r_s}{1 + r} \frac{E}{100}\right) r, \quad F_r = \frac{1 + r_s}{1 + r} (E/100)$$

definiert sind, wobei  $r$  das gemessene Luft/Kraftstoffverhältnis im Abgas und  $E$  der Prozentsatz der Abgasrückführung ist, wobei  $a_i$  und  $b_i$  vom Verbrennungsmodus des Motors abhängen, dass Einstellungs-Sollwerte für das Luft/Kraftstoffverhältnis, die Abgasrückführ rate und den Zündzeitpunkt des DISC-Motors mit dem mathematischen Modell als Funktion der Vielzahl von Betriebsparametern des Motors errechnet werden, und dass die Einstellungs-Sollwerte an die jeweils angeschlossenen Steueruntereinheiten des Motors ausgegeben werden.

6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass Abgas-Emissionswerte für HC, CO und  $NO_x$  als Funktion der Kraftstoffzufuhr rate und der Zündeneinstellungswerte erzeugt werden.

7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Abgasemissionswert für HC im Schichtlade-Betriebsmodus des Motors (10) durch die Gleichung

$$W_{hc} = (a_{hcs} + b_{hcs}(\delta - \delta_{MBT}))(W_f + W_a)$$

definiert wird, und der Abgasemissionswert für HC im homogenen Betriebsmodus durch die Gleichung

$$W_{hc} = (a_{hch} + b_{hch}(\delta - \delta_{MBT}))W_f$$

definiert wird, wobei der Wert der Funktionen  $a$  und  $b$  vom Druck im Auslasskrümmer (48), der Motordrehzahl,  $r_c$ ,  $F_r$  und der Einspritzeneinstellung abhängt, dass der Abgasemissionswert für  $NO_x$  durch die Gleichung

$$W_{nox} = (a_{nox} + b_{nox}(\delta - \delta_{MBT}))W_f$$

definiert wird, wobei der Wert der Funktionen  $a$  und  $b$  vom Druck im Auslasskrümmer (48), der Motordrehzahl,  $r_c$ ,  $F_r$  und der Einspritzeneinstellung abhängt, dass der Abgasemissionswert für CO im homogenen Betriebsmodus des Motors durch die Gleichung

$$W_{co} = f(r_c)(W_a + W_f)$$

definiert ist, wobei  $W_a$  die Rate des Abgasluftmassenstroms ist und der Abgasemissionswert für CO im Schichtlade-Betriebsmodus des Motors durch die Gleichung

$$W_{co} = f(r_c)g(N, \delta)(W_a + W_f)$$

definiert ist, wobei der  $N$  die Motordrehzahl ist, und

dass diese Abgasemissionswerte zur Erzeugung von Betriebs-Sollwerten des Motors verwendet werden.

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass ein Wert für die Abgastemperatur zur Überwachung des Betriebs der Magerbetrieb- $NO_x$ -Falle (20) gemäß der Gleichungen

$$T_e = \begin{cases} T_s(F_f, N, P_f) & \text{stratified} \\ T_h(\delta, N, T_b) & \text{homogeneous} \end{cases}$$

erzeugt wird, wobei  $F_f = W_f/(W_f + W_a + W_{egr})$  der Anteil des Kraftstoffes im gesamten Abgas ist und die Funktionen  $T_s$  und  $T_h$  Polynomfunktionen zweiter Ordnung sind.

9. Steuerungsanordnung für ein Fahrzeug mit einem Motor (10) mit Schichtladebetrieb und Direkteinspritzung (DISC-Motor), welcher mit einer Magerbetrieb- $NO_x$ -Falle (20) gekoppelt ist, die periodisch gereinigt wird, gekennzeichnet durch

ein Modell für das Motordrehmoment, welches die Charakteristika des Drehmoments des DISC-Motors abbildet,

wobei dieses Drehmomentmodell als Eingangsgröße eine erste Vielzahl von Betriebsparametern des Motors erhält und als Ausgabe einen erwarteten Wert für das Drehmoment des Motors erzeugt, und ein Modell für die Feedgas-Emissionen, welches die Emissionen aus dem DISC-Motor abbildet, wobei dieses Modell als Eingangsgröße eine zweite Vielzahl von Betriebsparametern des Motors erhält und als Ausgabe einen HC-, CO- und NO<sub>x</sub> Wert erzeugt, und

ein Modell für die Abgastemperatur, welches die Abgastemperatur des Motors (10) abbildet, wobei dieses Abgastemperaturmodell als Eingangsgröße eine dritte Vielzahl von Betriebsparametern des Motors erhält und als Ausgabe einen Wert für die Abgastemperatur erzeugt.

10. Steuerungsanordnung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Vielzahl von Betriebsparametern des Motors (10) Werte für die Kraftstoffzuführung und die Zündeneinstellung beinhaltet.

11. Steuerungsanordnung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Vielzahl von Betriebsparametern des Motors (10) Werte für die Kraftstoffzuführung, die Zündeneinstellung, das Luft/Kraftstoffverhältnis, den Abgasrückführungs-Flusswert (EGR flow value) und die Motordrehzahl beinhaltet.

12. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Modell für die Feedgas-Emissionen ein Modell für den Schichtladebetrieb des Motors (10) zur Erzeugung von Schichtladewerten für HC und CO und ein Modell für den homogenen Betrieb des Motors zur Erzeugung von homogenen HC- und CO-Werten beinhaltet.

13. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Vielzahl von Betriebsparametern des Motors Werte für die Motordrehzahl, einen Kraftstoffanteilwert, den Druck im Ansaugrohr, die Zündungseinstellung und ein Bremsmoment des Motors beinhaltet.

14. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 10 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass das Modell für die Abgastemperatur ein Modell für den Schichtladebetrieb des Motors zur Erzeugung eines Schichtladewertes für die Abgastemperatur und ein Modell für den homogenen Betrieb des Motors zur Erzeugung eines homogenen Wertes für die Abgastemperatur beinhaltet.

15. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass ein Ansaugrohr-Modell vorgesehen ist, welches die Dynamik im Ansaugrohr (44) des DISC-Motors (10) abbildet, wobei das Ansaugrohr-Modell als Eingangsgrößen eine vierte Vielzahl von Betriebsparametern des Motors erhält und als Ausgabe einen Wert für den Druck im Ansaugrohr (44) erzeugt.

16. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die vierte Vielzahl von Betriebsparametern des Motors (10) Werte für den Luftmassenstrom, die Abgasrückführungs-Flussrate (EGR flow rate) und die Luftladung im Zylinder beinhaltet.

---

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

---

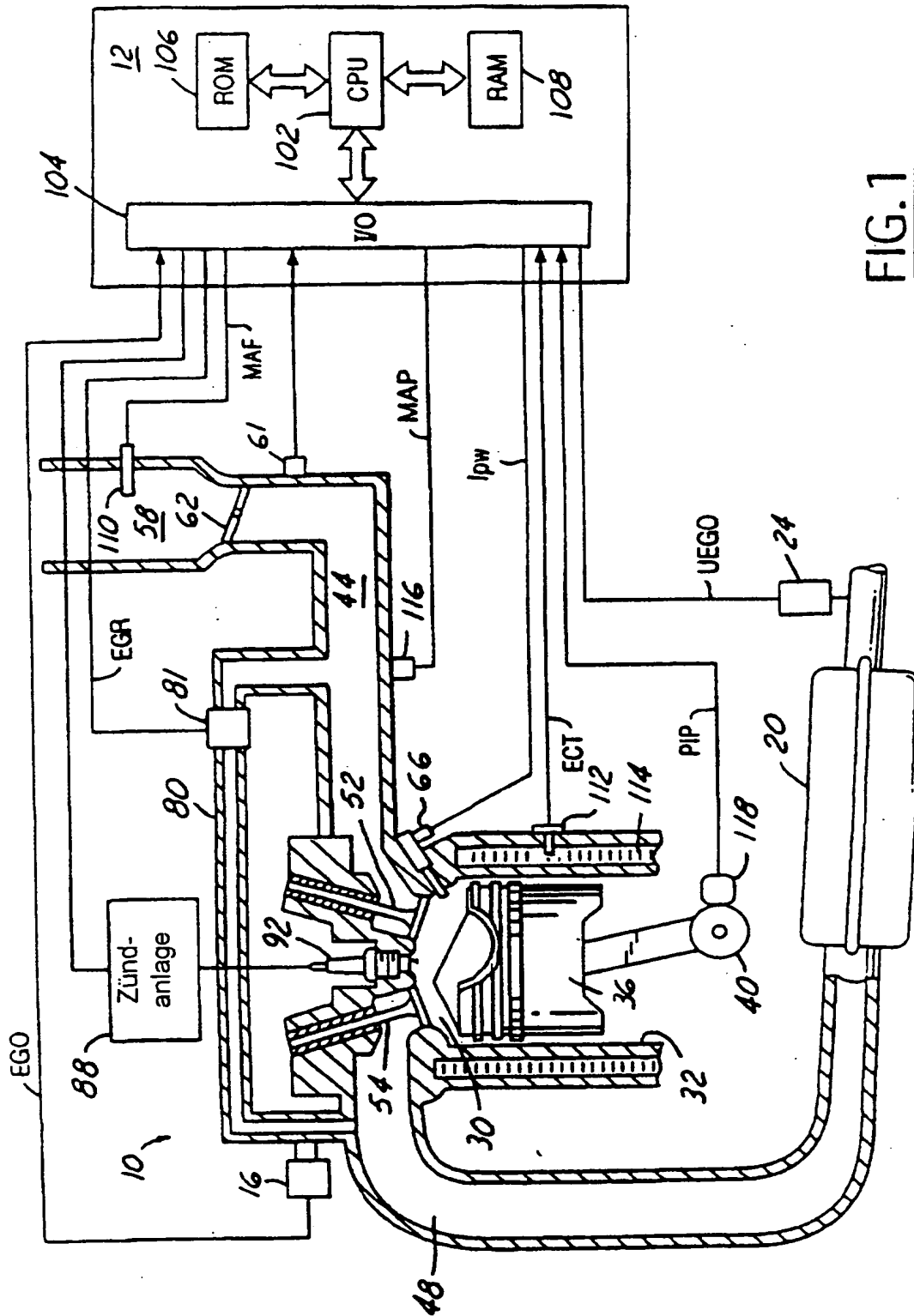


FIG. 1

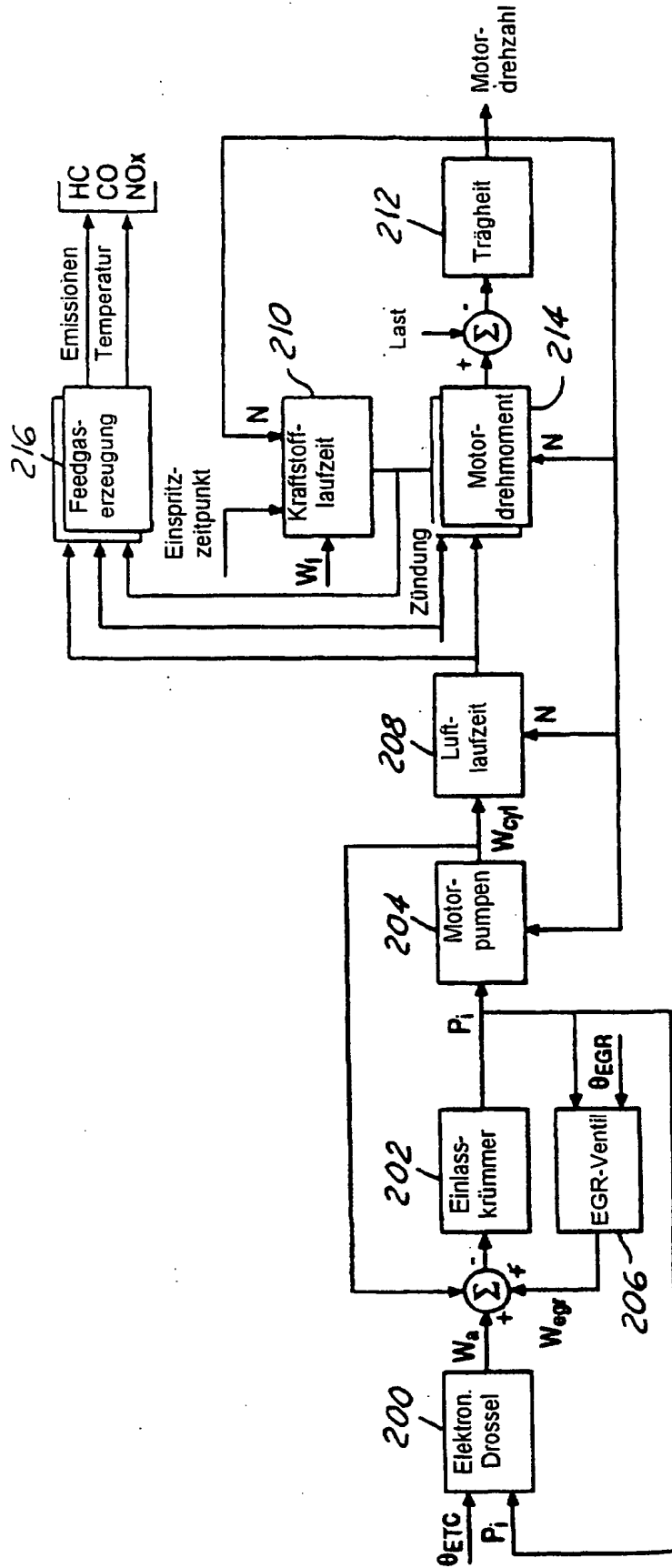


FIG. 2